

О МЕТОДАХ ИССЛЕДОВАНИЯ КРУТИЛЬНЫХ КОЛЕБАНИЙ

Т. Н. Карпенко, доц., канд. физ.-мат. наук, ГВУЗ «ПГТУ»

Расчеты частот и форм крутильных колебаний механических систем, состоящих из силовых агрегатов, редукторов, муфт, технологических машин – трудоемки и без упрощений практически невыполнимы. Эквивалентная динамическая модель, заменяющая реальный объект, состоит из большого количества сосредоточенных масс, соединенных безинерционными упругими участками вала. Приведенные осевые моменты инерции, I , и коэффициенты жесткости, c , рядной модели определяются из равенства кинетической и потенциальной энергий изучаемого объекта и эквивалентной модели.

Для определения основной частоты крутильных колебаний многомассовой модели, чаще всего, применяются: метод А.П. Черевкова уменьшения числа степеней свободы и очень трудоемкий способ парциальных систем. Для избежания резонансного режима работы объекта нужно знать все собственные частоты, так как спектр возмущающих факторов, зависящий от динамики привода и выполняемого технологического процесса, очень велик.

Наряду с частотами, важными являются и формы собственных колебаний. Это связано с тем, что если при построении форм расстояния между массами взять пропорциональными жесткостям соответствующих участков вала, тогда тангенсы углов наклона линий, изображающих формы колебаний, будут пропорциональны возникающим в сечениях вала крутящим моментам.

Анализируя применяемые методы решения поставленной проблемы, сделан вывод: для полного исследования крутильных колебаний нужно использовать точные методы решения частотного уравнения, а затем определять относительные амплитуды углов закручивания. Для двух, трех и четырехмассовых моделей уравнения частот легко решаются. В случае пяти и более масс рекомендуется использовать математический редактор MathCad.

Проверку найденных частот k_1, k_2, \dots, k_n для n -массовой системы и построения форм колебаний можно выполнить методом остатка Толле, который основан на равенстве нулю суммы крутящих моментов сил упругости и сил инерции масс системы при собственных колебаниях. Обозначая моменты, возникающие между $(i-1)$ -ой и i -ой массами через $M_{i-1,i}$, а относительные амплитуды углов закручивания φ_i и φ_{i-1} через a_{i-1} , имеем расчетные формулы для моментов и амплитуд:

$$M_{i-1,i} = M_{i-2,i-1} - I_{i-1} \cdot a_{i-1} \cdot k^2, \quad a_i = a_{i-1} + \frac{M_{i-1,i}}{c_{i-1}}. \quad \text{Если произвольно}$$

заданная величина k будет равна искомой частоте собственных колебаний, тогда $M_{n,n+1} = 0$. При неудачном выборе значения k действует остаточный момент – остаток. Результаты вычислений представляют в виде кривой остатков, точки пересечения которой с осью абсцисс, соответствуют частотам. Относительные амплитуды позволяют построить формы колебаний.

Результаты численного анализа восьмимассовой рядной модели свидетельствуют практически о стопроцентном совпадении частот.

АНАЛИЗ ПРИЧИН ВЫХОДА ИЗ СТРОЯ РАБОЧЕГО КОЛЕСА НАСОСА В СИСТЕМЕ ОБОРОТНОГО ВОДОСНАБЖЕНИЯ ПЕЧИ ДСП-60 И МНЛЗ ЧАО «АЗОВЭЛЕКТРОСТАЛЬ»

Н. Л. Иванина, инженер-конструктор, В. И. Головченко, инженер-конструктор, канд. техн. наук, ЧАО «ГСКТИ»

Для охлаждения трансформатора сталеплавильной печи ДСП-60 и кристаллизатора машины непрерывного литья заготовок (МНЛЗ) в ЧАО «АЗОВЭЛЕКТРОСТАЛЬ» институтом УКРГИПРОТЯЖМАШ (г. Харьков) спроектирована система оборотного водоснабжения, в соответствии с которой насос забирает из резервуара подготовленную воду ($t = 35^\circ\text{C}$) и подаёт её к трансформатору и кристаллизатору. Нагретая в результате теплообмена вода ($t = 50^\circ\text{C}$) подаётся для охлаждения в градирню и стекает в тот же резервуар. По истечении 4 месяцев после ввода системы в эксплуатацию значительно снизилась подача насоса, а на его рабочем колесе образовались характерные для воздействия кавитации следы эрозии. Новое колесо, поставленное на замену пришедшему в негодность, также отработало весьма короткое время – около 5 месяцев, что составляет лишь 15 % гарантийного срока его службы. С целью выяснения причины разрушения рабочего колеса насоса, нами было проведено обследование системы водоснабжения и выполнен гидравлический расчет, результаты которых позволили выявить ряд недостатков, имевшихся в данной системе. В частности, было обнаружено, что для обеспечения необходимой подачи охлаждающей воды насос работает в весьма напряженном режиме – на верхнем пределе рекомендуемого диапазона рабочей характеристики, что, по заключению завода-изготовителя, может служить причиной разрушения рабочего колеса и выхода из строя электродвигателя насоса. Поэтому нами было рекомендовано заменить насос более мощным.